

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh mechanického budiče kmitů
Design of Mechanical Vibration Exciter

Student:

Tomáš Mádr

Vedoucí bakalářské práce:

Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Ostrava 2014

Zadání bakalářské práce

Student: **Tomáš Mádr**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení**
Téma: **Konstrukční návrh mechanického budiče kmitů
Design of Mechanical Vibration Exciter**

Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh mechanického budiče kmitů – vibromotoru k dopravě asfaltového recyklátu. Navrhněte regulovatelnou sestavu nevývažků k montáži na průběžnou hřídel elektromotoru. Pro pohon použijte 6-pólový třífázový asynchronní elektromotor 3x400V/50 Hz.

Při řešení berte v úvahu tyto technické parametry:

Požadovaná rychlost dopravníku:	0,5-2 cm.s ⁻¹
Požadovaný výkon dopravníku:	15 t.h ⁻¹
Kmitající hmotnost m1:	4700 kg – dopravník bez recyklátu
Kmitající hmotnost m2:	6 100 kg – dopravník s recyklátem
Sypná hmotnost recyklátu:	1130 kg/m ³

Bližší specifikaci nutných technických údajů a požadavků provede v průběhu řešení bakalářské práce firma CZEMAG Road Development s.r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1.vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1999. 119 s.
ČÁSENSKÝ, M. *Metodika konstruování*. 1. vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1990. 122 s.
LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
MYNÁŘ, V. A KOL. *Části strojů*. VŠB-TU Ostrava, 1978. 398 s.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha, Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha, Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Dr.Ing. Jaroslav Melecký**

Datum zadání: 17.02.2014

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 14.5.2014


.....


podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanského a náboženského obřadu, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“ má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci využít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačních systému VŠB-TUO
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užit dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- Bylo sjednáno, že užit své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, které je oprávněna v takovém případě ode mne požádat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., a vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 19.5.2014


.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Tomáš Mádr

Adresa trvalého pobytu autora práce: Veselíčko 121 751 25

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

MÁDR, T. *Konstrukční návrh mechanického budiče kmitů: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut výrobní stroje, 2014, 42 s. Vedoucí práce: Dr. Ing. Jaroslav Melecký.

Tato bakalářská práce je zaměřena na konstrukční návrh mechanického budiče kmitů pro dopravu asfaltového recyklátu na vodorovný vibrační podavač. V úvodní části je provedeno základní rozdělení vibrační dopravy s popisem pohonů pro dopravu. Následují technologické výpočty, které určí postupovou rychlost zrna pro návrh excentrického závaží. Dále je zde popsána problematika excentrického závaží při úhlu natočení a popisem dosažených výsledků. Na základě návrhu excentrického závaží je vytvořena průběžná hřídel elektromotoru. Součástí práce je sestavný výkres a zhodnocení dosažených výsledků závěrem.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

MÁDR, T. *Design of Mechanical Vibration Exciter, Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Production Machines and Design, 2014, 42 s. Thesis head: Dr. Ing. Jaroslav Melecký.

This thesis is focused on the design of Mechanical Vibration Exciter for transport of the recycled asphalt to the horizontal vibrating feeder. The introduction contains the basic division of vibrating transport with the description of transport drives. Technological calculations, which determine the progress rate of grain for the design of the eccentric weights, ensue. The next part describes the issues of the eccentric weights at the angle of rotation, followed by the description of the results achieved. Based on the concept of eccentric weights, a continuous motor shaft is created. A design forms a part of the thesis and the evaluation of achieved results makes up the conclusion.

Obsah:

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ:	9
ÚVOD	12
1 VIBRAČNÍ DOPRAVNÍK A PODAVAČ	13
1.1 POHONY VIBRAČNÍHO DOPRAVNÍKU A PODAVAČŮ	15
1.2 FREKVENČNÍ MĚNIČ	18
2 VÝPOČET PŘEDBĚŽNÝCH TECHNOLOGICKÝCH PARAMETRŮ	19
2.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY PODAVAČE	19
2.2 VOLBA FREKVENCE KMITU	20
2.3 VÝPOČET AMPLITUDY KMITU	20
2.4 PODMÍNKA DOPRAVY MIKROVRHU	21
2.5 VÝPOČET POSTUPOVÉ RYCHLOSTI PODAVAČE	21
2.5.1 <i>Graficko-početní metoda</i>	21
2.6 URČENÍ VÝŠKY DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU	25
3 VÝPOČET HMOTNOSTNÍ PARAMETRU	26
3.1 HMOTNOST MATERIÁLU NA PODAVAČI	26
3.2 EKVIVALENTNÍ HMOTNOST	26
4 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH DEBALAČNÍHO ZÁVAŽÍ	27
4.1 VÝPOČET POTŘEBNÉ VELIKOSTI BUDÍCÍ SÍLY V ZÁVISLOSTI NA HMOTNOSTI	27
4.2 VÝPOČET HMOTNOSTI DEBALAČNÍHO ZÁVAŽÍ	27
4.3 STANOVENÍ POČTU OTÁČEK NEVÝVAŽKU	28
4.4 STANOVENÍ HODNOT PŘI NATOČENÍ NEVÝVAŽKŮ	28
4.5 PRŮBĚH ZÁVISLOSTI NA ÚHLU NATOČENÍ	30
4.6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ DEBALAČNÍCH ZÁVAŽÍ NA PRŮBĚŽNOU HŘÍDEL	32
5 PŘEDBĚŽNÉ VOLBY PARAMETRY ELEKTROMOTORU	32
5.1 STANOVENÍ PŘÍKONU VIBROMOTORU	32
5.2 STATICKÝ MOMENT OBOU VIBROMOTORU	33
5.3 STANOVENÍ ELEKTROMOTORU (VIBROMOTORU)	34
6 NÁVRH PRŮBĚŽNÉ HŘÍDELE	34
6.1 VÝPOČET KROUTÍCÍHO MOMENTU	34
6.2 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH PRŮMĚRU HŘÍDELE	35
6.3 KONTROLA HŘÍDELE	35
6.3.1 <i>Výpočet maximálního ohybového momentu</i>	35
6.3.2 <i>Kontrola přes redukované napětí</i>	36

6.4	KONTROLA A NÁVRH PERA	38
7	UMÍSTĚNÍ VIBROMOTORŮ.....	39
8	ZÁVĚR.....	40
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ:.....	42
	VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE	42

Seznam použitých značek a symbolů:

a	Amplituda	[m]
b	Šířka žlabu	[m]
d	Průměr hřídele	[m]
d'	Předběžný průměr hřídele	[m]
f	Frekvence budiče kmitu	[Hz]
g	Tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
h	Svislá vzdálenost bodů LH	[m]
h_1	Výška dopravovaného materiálu	[m]
h_2	Předpokládaná maximální výška materiálu	[m]
h_z	Výška žlabu podavače	[m]
k_b	Bezpečnostní koeficient	[-]
l	Délka podavače	[m]
l_p	Délka pera	[m]
m_c	Hmotnost vibromotoru spolu se žlabem	[kg]
m_1	Hmotnost materiálu při výšce h_1	[kg]
m_{12}	Hmotnost materiálu při výšce h_2	[kg]
m_e	Ekvivalentní hmotnost	[kg]
m_0	Celková hmotnost nevývažků	[kg]
m_{01}	Hmotnost jednoho nevývažku	[kg]
m_{02}	Hmotnost dvou nevývažků	[kg]
n	Otáčky vibromotoru	[s ⁻¹]
n_0	Počet nevývažku na obou vibromotorech	[-]
n_2	Počet vibromotoru	[-]
n_z	Otáčky nevývažku	[s ⁻¹]
o	Počet kmitů dopravní plochy	[-]

p	Celková délka poskoku	[m]
p_2	Tlak na bok pera	[MPa]
p_{D2}	Dovolený tlak na bok pera	[MPa]
r	Poloměr rotace těžiště nevývažku	[m]
t_B	Čas dopadu zrna do bodu B	[s]
t_C	Čas letu zrna z bodu L do bodu C	[s]
t_H	Čas letu zrna z bodu L do bodu H	[s]
t_L	Čas dosažení bodu L	[s]
t_v	Poměrná doba vrhu	[s]
t_1	Výška pera	[m]
v	Postupová rychlost	[m.s ⁻¹]
v'	Postupová rychlost zjištěna Graficko- početní metodou	[m.s ⁻¹]
v_L	Počáteční rychlost zrna v bodě L	[m.s ⁻¹]
w	Specifický odpor žlabu	[-]
x_B	Vodorovná vzdálenost od střední polohy po bod B	[m]
x_C	Vodorovná vzdálenost bodů LC vrhové paraboly	[m]
x_H	Výška vrhu	[m]
x_L	vzdálenost bodu L od střední polohy kmitání	[m]
x_1	Interval nosníku	[m]
x_2	Interval nosníku	[m]
x_3	Interval nosníku	[m]
B	Statický moment obou vibromotorů	[kg.m]
B'	Statický moment jednoho vibromotoru	[kg.m]
F	Síla působící na hřídel od těžiště debalačního závaží	[N]
F_2	Síla působící na bok pera	[N]
F_{MAX}	Maximální odstředivá síla	[N]

M_K	Krouticí moment	[N.m]
$M_{(x1)}$	Moment na intervalu x_1	[N.m]
$M_{(x2)}$	Moment na intervalu x_2	[N.,m]
M_{OMAX}	Maximální ohybový moment	[N.m]
M_{ORED}	Redukovaný ohybový moment	[N.m]
P	Příkon obou vibromotorů	[W]
P_c	Vyžadovaný příkon obou vibromotorů	[W]
P'	Příkon jednoho vibromotoru	[W]
Q	Dopravní výkon	[kg.s ⁻¹]
R	Reakce na hřídeli	[N]
W_K	Modul v krutu	[mm ⁻³]
W_0	Modul v krutu	[mm ⁻³]
ω	Úhlová frekvence	[s ⁻¹]
ω_n	Úhlová frekvence nevývažku	[s ⁻¹]
π	Ludolfovo číslo	[-]
φ_L	Úhel natočení nevývažků v bodě L	[rad]
φ_c	Úhel natočení nevývažků v bodě C	[rad]
φ_H	Úhel natočení nevývažků v bodě H	[rad]
ψ	Koeficient rozvlnění materiálu	[-]
ρ_s	Sypná hmotnost materiálu	[kg.m ⁻³]
τ_K	Namáhání v krutu	[MPa]
τ_{DK}	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
α_B	Bachuv opravný součinitel	[-]
σ_O	Namáhání v ohybu	[MPa]
σ_{ODOV}	Dovolené namáhání v ohybu	[MPa]

Úvod

Vibrační dopravníky jsou určeny pro šetrnou a spolehlivou dopravu sypkých, zrnitých a kusovitých materiálů. Základním principem vibrační dopravy umožňuje přepravu suchých, vlhkých substrátů v rozsáhlém teplotním rozmezí. Substráty jsou uvedeny do pohybu pomocí vibromotoru, nebo samobalančním budičem kmitů. Pohyb substrátů charakterizuje mikrovrh zrna.

Výsledným zpracování této bakalářské práce je návrh regulovatelné sestavy nevývažků k montáži na průběžnou hřídel elektromotoru s dopravním výkonem $15 \text{ [t.h}^{-1}\text{]}$ a požadovanou dopravní rychlostí $0,5 \text{ až } 2 \text{ [cm.s}^{-1}\text{]}$. Podavače s vibromotory se montují většinou do vodorovné roviny. Pro jednorázovou změnu rychlosti se podavač jako celek může sklopit o určitý úhel. Tento úhel však nesmí překročit určitou velikost, při které začne materiál samovolně téct. Při použití dvojice vibromotorů jako pohonu podavače hraje roli vzájemné uspořádání vibromotorů na podavači. Stávající návrh předpokládá šířku podavače přes 2200 [mm] , která oproti klasickým podavačům je velmi značná šířka. Při stávajícím návrhu dojde k součtu budících sil obou vibromotorů uprostřed mezi nimi ve směru sklonu hlavní osy rotace hřídelů a současně k vzájemnému zrušení těchto sil ven z podavače. Vibromotory svou hmotností a budícími silami nutí dimenzovat jejich nosnou konstrukci v rámci podavače tak, aby nedošlo k průhybu této konstrukce-nosníku a tím zamezit vzniku parazitních kmitů a fázovému posunu kmitání dvojice vibromotorů. Obecně si myslím, že při návrhu vibračního podavače se postupuje od požadavku na podávané množství k rozměrům podavače současně s návrhem výkonu vibromotoru. To se však může změnit, pokud určujícím prvkem v úvahách je např. velikost podavače, nebo vibromotoru a pořizovací cena.

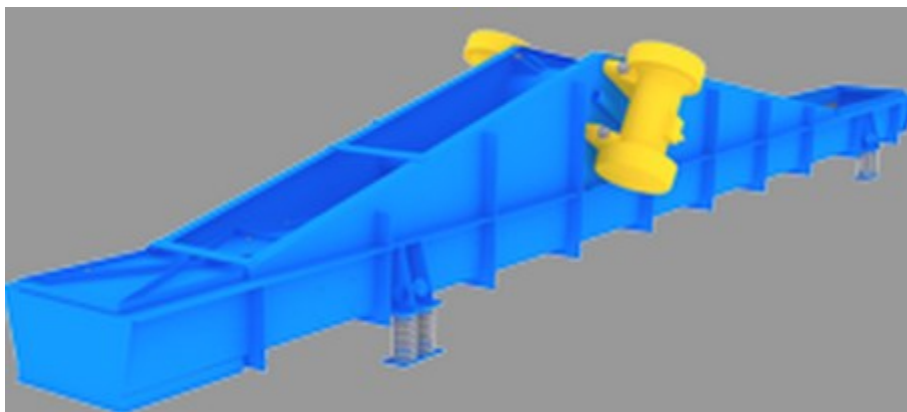
Úvod bakalářské práce je zaměřený k seznámení s principem a rozdělení vibračních dopravníků. Pro předběžný návrh je zvolen elektromotor, který poslouží k výpočtu základním parametrům vibračního podavače a návrh nevývažku k montáži na průběžnou hřídel elektromotoru. Součástí práce je vyhotovený výkres obou nevývažků a průběžná hřídel elektromotoru.

1 Vibrační dopravník a podavač

Vibrační dopravníky jsou standardně poháněny příložitelnými elektrickými vibrátory. Regulace výkonu je dosahováno změnou nastavení nevývažků. Dopravní výkon je až 200 [m³.hod⁻¹]. Je vhodné instalovat brzdění doběhu motorů, aby nedošlo k poškození vibračního dopravníku. Dnes v době snahy o automatizaci procesu zpracování podobných materiálů v rámci kompletních linek se používá v co největší míře i elektronicky ovládaná regulace otáček vibromotoru (frekvenční měniče). To umožňuje optimálně ladit výkon podavače pro linku.

V průmyslu jsou vhodné pro přímočarou vodorovnou a úpadní dopravu. Využití vibračních dopravníků slouží ve všech průmyslových odvětvích. Hlavní výhodou dopravy náleží k přepravě abrazivních, chemicky agresivních, prašných, horkých a plynajících hmot. Druh hmoty určuje zvolení žlabu, nebo nahrazení trubkovou konstrukcí. Dopravní proces bývá obvykle propojen s technologickými postupy jako chlazení, promývání, třídění a sušení. Při návrhu dopravníku se výrobci snaží zvýšit kluzný pohyb materiálu ve žlabu a taktéž snaha o zabránění případnému abrazivnímu opotřebení žlabu vlivem dopravujícího materiálu. Eliminace negativních vlivů zaručuje umístěná výstelka na dno žlabu, zaručující ekonomické výhody zejména z pohledu údržby a rizika úrazu při odstraňování nálepu. Materiál výstelky tvoří především prvky PVC s dostatečnou pevností, nízkou teplotní roztažností a tuhostí.

Vibrační dopravníky se nemohou vyrovnat v běžných podmínkách s dopravními prostředky s pásovým, řetězovými elementy. Mezi hlavní nevýhodou patří pracovní délka dopravníku, která je omezena těžší konstrukcí s dynamickým namáháním. Negativním účinkem jsou dynamické jevy přenášející se na konstrukci budovy až na samotné základy. Dopravní rychlost je v značném měřítku omezena do 0,4 [m/s¹].



Obr. 1: Vibrační dopravník [4]

Vibrační podavač slouží k vynášení a dopravy kusových a sypkých substrátů, taktéž podavač zastane funkci uzávěrky. Stále množství přepravy je předností podavače, kde objemový průtok lze regulovat za pomoci přestavením nevývažků vibromotoru.

Návrh směru působení budící síly na žlab podavače a následně na materiál může být různý, závisí to od toho, jak moc chceme nebo nechceme materiál při dopravě také rozdružit nebo ne (průvodním jevem je poškození kompaktnosti materiálu). Obecně čím je budící síla kolmější k rovině žlabu, tím je materiál nadhozen víc a v kontaktu se žlabem se víc rozdruží (poškodí). To však zároveň zmenšuje rychlost podávání materiálu. Při kolmějším vrhu je také menší prokluz materiálu vůči povrchu žlabu a při „plošším“ je tomu naopak. Větší prokluz znamená zmenšení postupové rychlosti. Pro účel podávání se obvykle preferuje menší rozdružení materiálu (úhel vrhu k rovině dna podavače je např. u vibračních elektromagnetických podavačů přibližně $15^{\circ} \div 20^{\circ}$, u vibračních podavačů s rotačními budiči přibližně $20^{\circ} \div 35^{\circ}$).

Podavače s vibromotory se montují většinou do vodorovné roviny. Pro jednorázovou změnu rychlosti se podavač jako celek může sklopit o určitý úhel. Tento úhel však nesmí překročit určitou velikost, při které začne materiál samovolně téct. Stávající úhel může být i záporný a materiál teče tzv. do kopce (např. u podavačů s elektromagnetickými vibrátory, kdy je někdy potřeba v rámci už tak jemné regulace posunout hranice rozsahu této regulace).

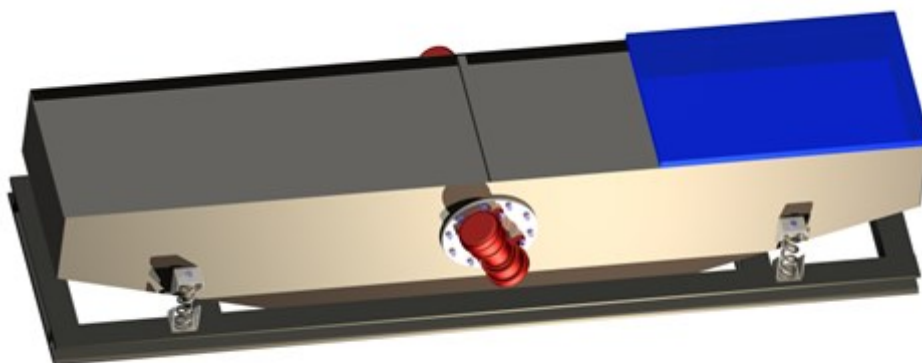
Osa budící síly vibromotorů by měla směřovat do těžiště žlabu podavače s materiálem. Materiál na žlabu má mít jen tak velkou výšku vrstvy, aby to neovlivňovalo funkci vibromotorů. Rozdíl mezi podavačem s materiálem a bez nesmí být velký kvůli velmi rozdílnému rozkmitu. U podavačů podobného druhu se volí zhruba $1/4$ až $1/3$ výšky bočnic nad dnem (souvisí to také se sypnou hmotností materiálu).

Žlab podavače může být konstrukčně navržen různě. Při velké požadované šířce žlabu narůstá požadavek na tuhost konstrukce podavače a je zároveň snaha o dosažení co nejmenších rozměrů. S tím souvisí i rozhodnutí jestli navrhnout konstrukci podavače pouze jako tuhý svarek, nebo přidat volbu spojení hlavních dílců jako šroubovaných. Výrobci dnes často volí šroubovaná spojení i z důvodu snadné výměny náhradních dílů např. opatření dna žlabu podavače otěruvzdorným materiálem. K jeho přichycení a upevnění k základní konstrukci žlabu se využívá i bočnic žlabu.

Samotný podavač je podepřen nebo zavěšen na pružinách. Jejich návrh musí respektovat např. jejich požadované rozmístění podle projektu, ale ne absolutně. Z toho se odvíjí také jejich pevnostní a rozměrový návrh. Poloha těžiště podavače s materiálem a bez zatížení jednotlivých pružin se návrh musí vyhnout situaci, kdy se prázdný podavač namontovaný na pružinách chová tak, že zadní pružiny blízko vibromotorů jsou zatíženy plně celou hmotností a pružiny na výpadu jsou téměř bez zatížení. Hned po zapnutí podavače by se tedy mohlo stát, že vlivem síly od zatížení materiálem podavač se dokonce

„postaví na zadní“. Pružiny přední a zadní mohou být tedy rozdílné. Obecně se uvažuje, že pružiny se stlačí na 50% celkové možnosti stlačení při standardním zatížení podavačem s materiálem a při podavači bez materiálu nesmí dojít k úplnému odlehčení pružin. Také by se měla kontrolovat odolnost pružin proti tzv. vyboulení - vybočení vlivem nesprávně navržených základních rozměrů pružin (průměr a výška pružiny).

Je dobré zahrnout do konstrukce podepření podavače tzv. omezovače rozkmitu pružin, které zabrání nekontrolovanému zvětšení rozkmitu těchto pružin doběhu po zastavení podavače při průchodu rezonanční oblastí soustavy podavače - pružina. Toto je jednoduché a účinné mechanické řešení, ale i v tomto ohledu dnešní technika nabízí elektronické řešení v podobě elektronických brzd u vibromotorů, které velmi výrazně zkracují dobu doběhu a tím i průchod rezonanční oblastí podpěrných pružin. V tomto ohledu hraje roli spíše cena.



Obr. 2: Vibrační podavač [5]

1.1 Pohony vibračního dopravníku a podavače

V dnešní době převládají zdroje pro přímočaré kmity vibračních strojů dvojice vibračních elektromotorů, elektromagnetický budič kmitů a samobalanční budiče kmitu. Zásadním faktorem pro návrh budiče je volba potřebné budicí síly, nebo velikost odstředivé síly v ose kmitání.

Elektromagnetický budič je vhodné použít všude tam, kde v zásobnících, výsypkách, bednách, vagonech, míchačkách, kotlích, potrubích dochází k nechtěnému usazování (přichycení) sypkých hmot jakými jsou například uhlí, cement, písek. Přitom stěna daného objektu je feromagnetická (železný plech) nebo elektricky vodivá (nerez, dural) a umožňuje pružné deformace při aplikaci silového pole (to znamená, že klasicky se substrát často uvolňuje boucháním kladiv a podobně). Další oblast aplikací vibrátorů jsou místa a objekty,

kde vznikají tvrdé usazeniny např. vodní kámen, zůstatky betonu, které se působením vibrace uvolní. Tam, kde v případě klasických vibrátorů docházelo k nežádoucímu vtlačování substrátu, mají elektromagnetické vibrátory velkou přednost v tom, že aktivní pohon stěny je směrem od substrátu, což vede k účinnému odtrhávání a uvolňování.

Elektromagnetický budič budící přímočaré kmity je zásadně elektromagnet, kde kotva s navrženou hmotou, je staticky spojena se skříní síta nebo žlabem dopravníku. Cívka je propojena pružnou vazbou ke kotvě, tedy předepjatými tlačnými pružinami. Střídavý proud napájí kotvu oproti jádra elektromagnetu, který je napájený přes usměrňovač stejnosměrným proudem. Nejvyšší možnou frekvenci kmitů lze dosáhnout až 100 Hz.



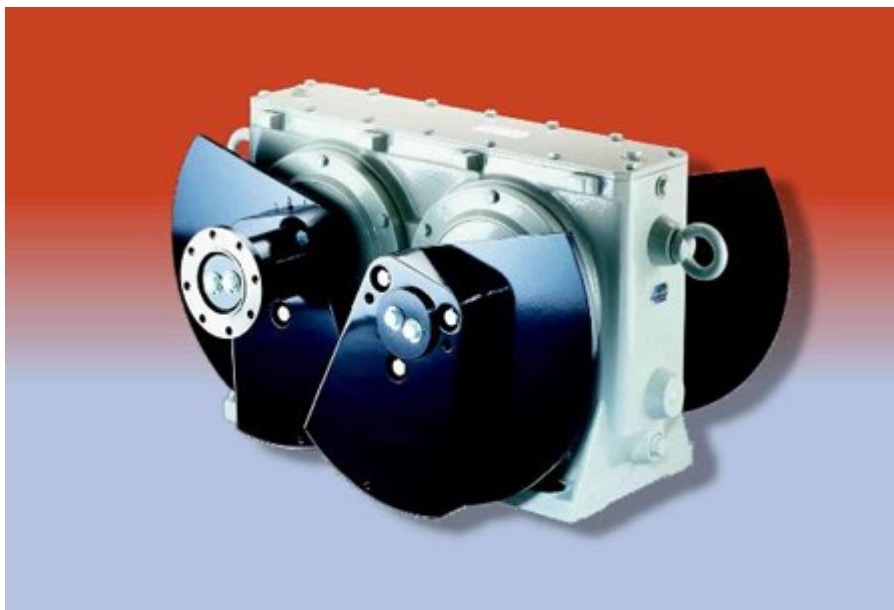
Obr. 3: Elektromagnetický budič [7]

Mechanický budič samobalančních přímočarých kmitů, kde hlavní část má budič s dvěma nuceně poháněných nevývažky otáčející se navzájem v opačném smyslu.

Při otáčení nevývažky, jejichž těžiště rotuje na poloměru $r[m]$ a zaujímají vždy stejnou polohu proti sobě, způsobují anulování odstředivých sil kolmých k zadané ose kmitání. Vlastnosti odstředivých sil v zadané ose kmitání slouží jako zdroj pro přímočaré kmity. Mechanismus je poháněn pomocí elektromotoru, kde pomocí pružné vazby nedochází dynamickým rázům, které by mohli ovlivnit životnost elektromotoru. Nedílnou součástí konstrukce je převodová skříň opatřena olejovou náplní.

Uložení mechanického budiče zpravidla bývá nad třídící plochou, kde vzniklá budící síla se přenáší do bočnic skříně. Budič může být také uložen samostatně pod skříní a k bočnicím je přišroubovaný. Nevývažky v obou řešení jsou stejně dlouhé jak šířka skříně.

Ze zkušenosti návrhů uložení je nevýhodné uložení v převodovce, které zabraňuje přístupnost k nevývažkům. Nejvýhodnější uspořádání budiče představuje návrh, kde nevývažky jsou mimo vlastní převodovou skříň a umožňuje snadný přístup k rotujícím elementům. Otevřeným přístupem dosáhneme účinnějšího chlazení převodovky a také snadnou změnu amplitudy vkládáním přídatných závaží dle potřeby chodu budícího zařízení.



Obr. 4: Mechanický budič [7]

Vibrační elektromotory jsou nedílnou součástí v dnešní době ve vibrační dopravě. Vibrační motor svojí vhodností se uplatňuje pro jízdu vibrační systémy, jako jsou např. vibrační dopravní skluzavky, vibrační trubky, stroje, spirálové dopravníky a automatické stroje na třídění.

Elektromotor spadá do třídy asynchronních motorů s kotvou na krátko. Hřídel elektromotoru je na obou koncích opatřena letmo položenými nevývažky (debalační závaží), s kterými regulujeme rychlost dopravy požadovaného substrátu. Uvedený vibromotor do protisměrné rotace dosáhneme podobného efektu, jak zmiňovaný samobalanční budič kmitů.

Volba elektromotoru je zásadní pro frekvenci kmitání, přičemž u každého druhu elektromotoru lze měnit frekvenci kmitání pomocí frekvenčního měniče, čímž změníme tok rychlosti materiálu ve žlab i regulaci dopravovaného množství.

Jádro elektromotoru je plně uzavřené a odolné proti škodlivým vibracím. V těžišti motoru se nachází závěsná oka pro montáž na žlab, tak aby bylo možné motor upevnit

v jakékoliv poloze. Ložiska jsou opatřena trvalým mazáním, která z nich činí bezúdržbovou jednotku. Hřídel s nevývačkama je neprodyšně utěsněn pomocí ochranných krytek, aby se zabránilo proniknutí vlhkosti a prachu.



Obr. 5: Vibromotor [7]

1.2 Frekvenční měnič

Frekvenční měnič slouží i jako náhrada mechanické převodovky. Změna konstantního napětí napájecí sítě na stejnosměrné napětí vytvoří novou trojfázovou síť s proměnlivým napětím a frekvencí. Vytvořením nové sítě získáme vynikající vlastnosti pohonu zejména změna přesnosti otáček i dynamiky.



Obr. 6: Frekvenční měnič [6]

2 Výpočet předběžných technologických parametrů

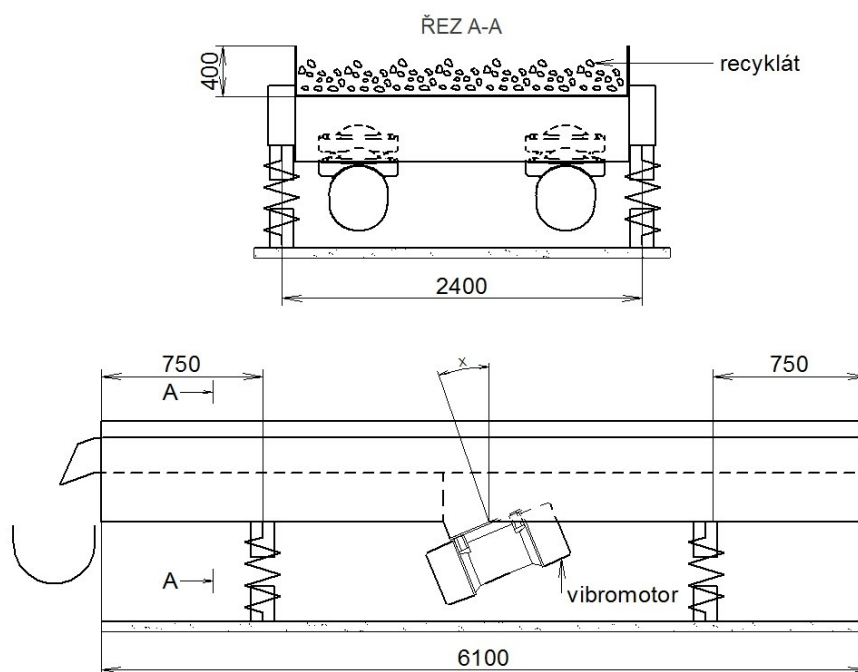
Pro návrh potřebného vibromotoru s debalačním závažím je za potřebí určit postupovou rychlost zrna ve žlabu spolu s výškou dopravovaného materiálu.

2.1 Základní parametry podavače

Stanovené základní rozměry a požadovaná výkonnost vibromotoru k dopravě pomocí mikrovrrhu.

Délka podavače	$L=6100$ [mm]
Šířka podavače	$b=2400$ [mm]
Výška žlabu	$h_z=400$ [mm]
Požadovaná rychlost	$v=0,5\div 2$ [cm.s ⁻¹]
Požadovaný výkon	$Q=15$ [t.h ⁻¹]
Hmotnost s recyklátem	$m_2=6100$ [kg]
Hmotnost bez recyklátu	$m_1=4700$ [kg]
Sypná hmotnost recyklátu	$\rho_s = 1130$ [kg.m ⁻³]

Tab. 1: Parametry podavače



Obr. 6: Schéma podavače

2.2 Volba frekvence kmitu

Předběžná volba vibromotoru. 6 – pólový třífázový asynchronní elektromotor s napájením ze sítě 3x400V/50 [Hz]. $n = 1000$ [min.ot⁻¹]

Frekvence kmitání:

$$f = \frac{n}{60} = \frac{1000}{60} \quad (2.1)$$

$$f = 16,7 \text{ [Hz]}$$

Úhlová frekvence:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (2.2)$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot 16,7$$

$$\omega = 104,929 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

2.3 Výpočet amplitudy kmitu

Volba úhlu vrhu materiálu nutí vrstvu materiálu k dopřednému pohybu formou mikrovru. Úhel vrhu je vybrán ze stanoveného rozmezí pro podavače.

Volba úhlu vrhu materiálu:

$$\alpha = (25^\circ \div 35^\circ) \quad (\text{viz.lit.}[1]) \quad (2.3)$$

Zvoleno: $\alpha = 25^\circ$

Technologický součinitel:

Součinitel vyjadřuje poměr maximálního svislého zrychlení zrna ke gravitačnímu, kde volba závisí na dopravovaného materiálu.

$$Kv = (0,9 \div 6) \quad (\text{viz.lit.}[1]) \quad (2.4)$$

Zvoleno: $Kv = 1,35$ [–]

Amplituda:

$$a = \frac{k_v \cdot g}{\omega^2 \cdot \sin \alpha} \quad (\text{viz.lit.}[1]) \quad (2.5)$$

$$a = \frac{1,35 \cdot 9,81}{104,929^2 \cdot \sin 25}$$

$$a = 2,846 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

g... tíhové zrychlení

2.4 Podmínka dopravy mikrovrrhu

Podmínky dopravy mikrovrrhem:

$$\frac{a \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha}{g} \geq 1 \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (2.6)$$

$$\frac{2,846 \times 10^{-3} \cdot 104,929^2 \cdot \sin 25}{9,81} \geq 1$$

$$1,35 \geq 1$$

Podmínka dopravy splněna.

2.5 Výpočet postupové rychlosti podavače

K stanovení postupové rychlosti podavače bude použita Graficko- početní metoda, s výslednou vrhovou parabolou.

2.5.1 Graficko-početní metoda

Za pomoci zvolené metody zjistíme postupovou rychlost zrna, kde výsledkem stanovíme a znázorníme vrhovou parabolou. Dráha zrna je určena třemi body (L, H, C). Kmit žlabu znázorňuje sinusoidní harmonický průběh.

Vyšetření bodu L:

V bodě L dochází k odpoutání zrna od plochy žlabu a stává se prvním bodem pro sestavení paraboly pro určení postupové rychlosti.

Úhel natočení při dosažení bodu L:

$$\sin \varphi_L = \sin \omega t_L = \frac{g}{a \omega^2 \cdot \sin \alpha} \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (2.7)$$

$$\sin \varphi_L = \sin \omega t_L = \frac{9,81}{2,846 \times 10^{-3} \cdot 104,929^2 \cdot \sin 25}$$

$$\sin \varphi_L = 0,741$$

$$\varphi_L = \omega t_L = 0,834 \text{ [rad]}$$

t_L ... čas letu zrna od střední polohy do bodu L

Vzdálenost bodu L od střední polohy (nanesena pod úhlem vrhu α):

$$x_L = a \cdot \sin \varphi_L \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (2.8)$$

$$x_L = 2,846 \times 10^{-3} \cdot 0,741$$

$$x_L = 2,109 \times 10^{-3} [m]$$

Čas letu zrna od střední polohy do bodu L:

$$t_L = \frac{\varphi_L}{\omega} = \frac{0,834}{104,929} = 0,007948 [s] \quad (2.9)$$

Počáteční rychlost zrna v bodě L:

$$v_L = a \cdot \omega \cdot \cos \varphi_L \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (2.10)$$

$$v_L = 2,846 \times 10^{-3} \cdot 104,929 \cdot \cos(0,834)$$

$$v_L = 0,298596 [m \cdot s^{-1}]$$

Vyšetření bodu C:

Je to opačný bodem paraboly k bodu L.

Vodorovná vzdálenost bodu C od bodu L:

$$x_c = \frac{2 \cdot v_L^2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{g} \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (2.11)$$

$$x_c = \frac{2 \cdot 0,298596^2 \cdot \sin 25 \cdot \cos 25}{9,81}$$

$$x_c = 6,962 \times 10^{-3} [m]$$

Čas letu zrna z bodu L do bodu C:

$$t_c = \frac{2 \cdot v_L \cdot \sin \alpha}{g} \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (2.12)$$

$$t_c = \frac{2 \cdot 0,298596 \cdot \sin 25}{9,81}$$

$$t_c = 0,025727 [s]$$

Úhel natočení (fázový posuv) při dosažení bodu C:

$$\varphi_c = \varphi_L + \omega \cdot t_c \quad (2.13)$$

$$\varphi_c = 0,834 + 104,929 \cdot 0,025727$$

$$\varphi_c = 3,533 [rad]$$

Vyšetření bodu H:

Bod je vrcholem paraboly, který zobrazuje nejvyšší polohu zrna při mikrovřhu.

Úhel natočení (fázový posuv) při dosažení bodu H:

$$\varphi_H = \varphi_L + \omega \cdot t_H \quad (2.14)$$

$$\varphi_H = 0,834 + 104,929 \cdot 0,012864$$

$$\varphi_H = 2,184 \text{ [rad]}$$

Svislá vzdálenost mezi úsečkou tvořenou body LC a bodem H:

$$h_1 = \frac{v_L^2 \cdot \sin^2 \alpha}{2g} \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (2.15)$$

$$h_1 = \frac{0,298596^2 \cdot \sin^2 25}{2 \cdot 9,81}$$

$$h_1 = 8,116 \times 10^{-4} \text{ [m]}$$

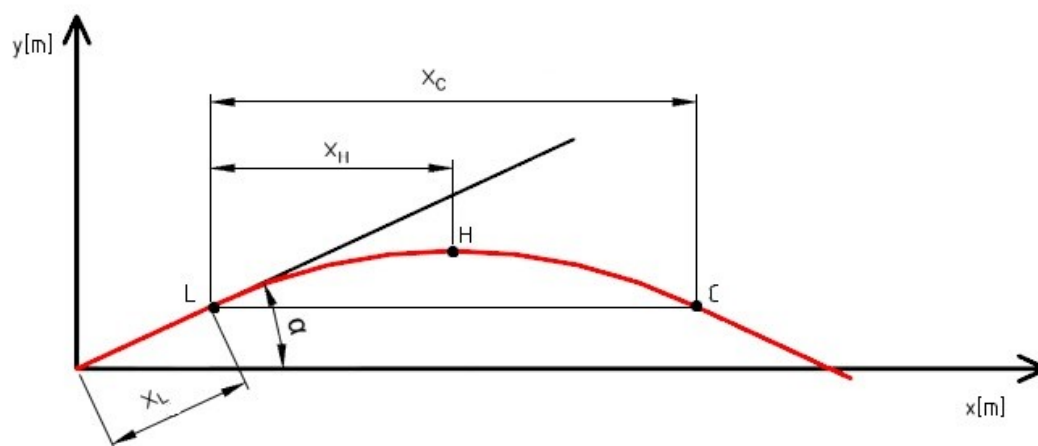
Vodorovná vzdálenost bodů L a H:

$$x_H = \frac{x_C}{2} = \frac{6,962 \times 10^{-3}}{2} = 3,481 \times 10^{-3} \text{ [m]} \quad (2.16)$$

Čas letu zrna mezi body L a H:

$$t_H = \frac{t_C}{2} = \frac{0,025727}{2} = 0,012864 \text{ [s]} \quad (2.17)$$

K sestavení paraboly, byl použit AutoCAD Mechanical 2014. Získané parametry byly znázorněny do grafu, ze kterých byla vynesena parabola.



Graf 1: Parabola letu zrna [1]

K sestrojení úplného diagramu musely být přepočteny hodnoty pro sinusové použití, kde se sjednotí rozměr a posuvný úhel.

$$\varphi_L \cong x_L \cdot \cos\alpha \quad (2.18)$$

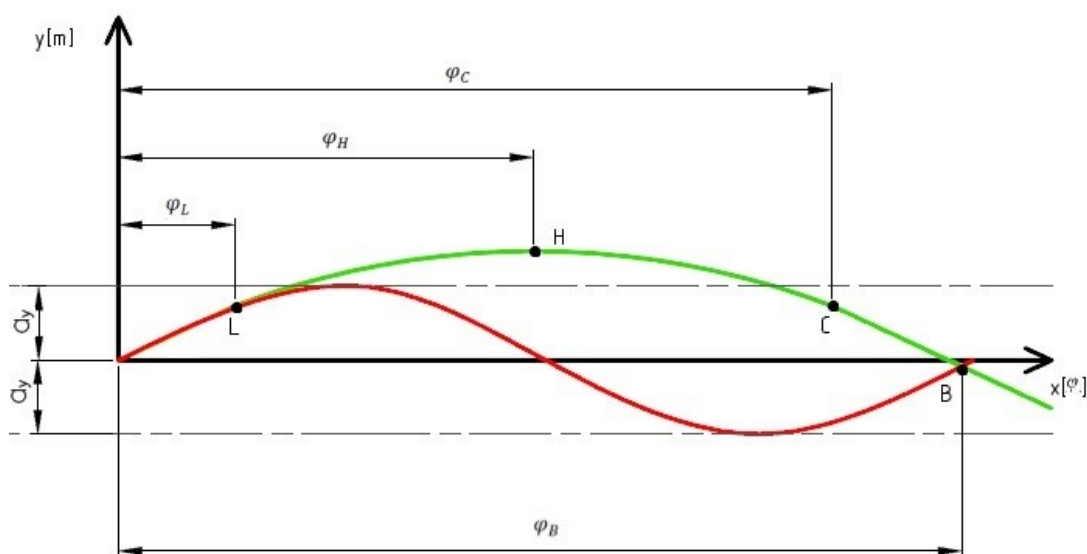
$$\varphi_H \cong x_L \cdot \cos\alpha + x_H \quad (2.19)$$

$$\varphi_C \cong x_L \cdot \cos\alpha + x_C \quad (2.20)$$

$$\varphi_L \cong 2,109 \times 10^{-3} \cdot \cos 25 = 1,911 \times 10^{-3} [\varphi]$$

$$\varphi_H \cong 2,109 \times 10^{-3} \cdot \cos 25 + 3,481 \times 10^{-3} = 5,392 \times 10^{-3} [\varphi]$$

$$\varphi_C \cong 2,109 \times 10^{-3} \cdot \cos 25 + 6,962 \times 10^{-3} = 8,873 \times 10^{-3} [\varphi]$$



Graf 2: Znázornění kmitání žlabu a délku poskoku zrna [1]

Bod B byl odměřený z grafu znázorňující kmitání žlabu a délku poskoku zrna za pomoci AutoCAD Mechanical 2014.

$$x_b = 12,532 \times 10^{-3} [m]$$

Čas dopadu zrna:

$$t_B = \frac{t_c}{x_c} \cdot x_B \quad (2.21)$$

$$t_B = \frac{0,025727}{6,962 \times 10^{-3}} \cdot 12,532 \times 10^{-3}$$

$$t_B = 0,046310 [s]$$

Délka poskoku zrna:

$$p = \frac{1}{2} \cdot g \cdot (t_B - t_L)^2 \cdot \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (2.22)$$

$$p = \frac{1}{2} \cdot 9,81 \cdot (0,046310 - 0,007948)^2 \cdot \frac{\cos 25^\circ}{\sin 25^\circ}$$

$$p = 15,479 \times 10^{-3} [m]$$

Výsledná rychlost dopravovaného materiálu:

$$v' = \frac{p \cdot f}{o} \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (2.23)$$

$$v' = \frac{15,479 \times 10^{-3} \cdot 16,7}{1}$$

$$v' = 0,258 [m \cdot s^{-1}]$$

o ... počet kmitů dopravní plochy připadajících na délku jednoho poskoku zrna
doporučená hodnota $o = 1$

Při nastavení nevývažku na nejvyšší účinnost vibromotoru získáme postupovou rychlost:

$$v = 0,258 [m \cdot s^{-1}] \quad (2.24)$$

2.6 Určení výšky dopravovaného materiálu

Postupová rychlost:

$$v = 0,258 [m \cdot s^{-1}]$$

Technický koeficient pro rozvlnění materiálu:

$$\psi = (0,6 \div 0,7) \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (2.25)$$

$$\text{Zvoleno: } \psi = 0,6 [-]$$

Dopravní výkon:

$$Q = 15 [t/h] \quad (2.26)$$

Sypná hmotnost materiálu:

$$\rho_s = 1130 [kg/m^3] \quad (2.27)$$

Stanovení výšky dopravovaného materiálu z rovnice pro dopravní výkon:

$$Q = 3,6 \cdot b \cdot v \cdot h_1 \cdot \psi \cdot \rho_s \quad (\text{viz.lit.}[2]) \quad (2.28)$$

$$h_1 = \frac{Q}{3,6 \cdot b \cdot v \cdot \psi \cdot \rho_s}$$

$$h_1 = \frac{15}{3,6 \cdot 2,1 \cdot 0,258 \cdot 0,6 \cdot 1130}$$

$$h_1 = 0,011 [m]$$

3 Výpočet hmotnostní parametru

Určení hmotnosti materiálu při výšce h_1 a h_2 v žlabu podavače za provozních podmínek.

3.1 Hmotnost materiálu na podavači

Hmotnost materiálu při výšce h_1 :

$$m_1 = b \cdot h_1 \cdot l \cdot \psi \cdot \rho_s \quad (3.1)$$

$$m_1 = 2,1 \cdot 0,011 \cdot 6,1 \cdot 0,6 \cdot 1130$$

$$m_1 = 95,5 [kg]$$

Hmotnost při požadované výšce h_2 předpokládaná:

$$m_{12} = b \cdot h_2 \cdot l \cdot \psi \cdot \rho_s \quad (3.2)$$

$$m_{12} = 2,1 \cdot 0,15 \cdot 6,1 \cdot 0,6 \cdot 1130$$

$$m_{12} = 1302,8 [kg]$$

h_2 ...předpoklad výšky pro stanovou hmotnost ve žlabu při postupové rychlosti

$$v = (0,5 \div 2) [cm \cdot s^{-1}]$$

$$h_2 = 0,15 [m]$$

3.2 Ekvivalentní hmotnost

Hmotnost znázorňující podavač spolu s materiálem bez zrna, které jsou v částečném vznosu. Předpoklad působící hmotnosti na podavač $(\frac{1}{2} \div \frac{2}{3})$ zrna. Předpokládaná hmotnost žlabu s vibromotory $m_c = 5200 [kg]$

$$m_e = m_c + (\frac{1}{2} \div \frac{2}{3}) \cdot m_1 \quad (\text{viz.lit.}[2]) \quad (3.3)$$

$$m_e = 5200 + \left(\frac{1}{2} \div \frac{2}{3}\right) \cdot 95,5$$

$$m_e = 5247,8 \div 5263,7 \text{ [kg]}$$

4 Předběžný návrh debalačního závaží

Návrh debalačního závaží se odvíjí od vypočtené hmotnosti závislou na poloměru rotace těžiště.

4.1 Výpočet potřebné velikosti budící síly v závislosti na hmotnosti

Budící elektromotor musí vyvinout tento tah:

$$F_{MAX} = m_e \cdot a \cdot \omega^2 \quad (\text{viz.lit.}[2]) \quad (4.1)$$

$$F_{MAX} = 5263,7 \cdot 2,846 \times 10^{-3} \cdot 104,929^2$$

$$F_{MAX} = 164936,6 \text{ [N]}$$

Zvoleno: $m_e = 5263,7 \text{ kg}$

4.2 Výpočet hmotnosti debalačního závaží

Odstředivá síla:

$$F_{MAX} = m_0 \cdot r \cdot \omega^2 \quad (\text{viz.lit.}[1]) \quad (4.2)$$

$$m_0 = \frac{F_{MAX}}{r \cdot \omega^2}$$

$$m_0 = \frac{164936,6}{0,08 \cdot 104,929^2}$$

$$m_0 = 187,3 \text{ [kg]}$$

r... poloměr rotace těžiště nevývažku [m]

m_0 ... hmotnost debalačního závaží obou motoru [kg]

Poloměr rotace těžiště r byl zvolen k rozměrům schránky vibromotoru, tak aby hmotnost s rozměrovým návrhem nevývažku byl optimální pro běžné vibromotory. Z konstrukčních důvodů byl zvolen návrh $r=0,08 \text{ [m]}$

Předpokládána hmotnost jednoho závaží:

$$m_{01} = \frac{m_0}{n_0} \quad (4.3)$$

$$m_{01} = \frac{187,3}{8}$$

$$m_{01} = 23,4 \text{ [kg]}$$

$n_0 \dots$ počet nevývažku na obou vibromotorech

4.3 Stanovení počtu otáček nevývažku

Otáčky nevývažku:

$$n_z = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} \quad (\text{viz.lit.}[2]) \quad (4.4)$$

$$n_z = \frac{30 \cdot 99.895}{\pi}$$

$$n_z = 953,927 \text{ [min/ot]}$$

Úhlová rychlost nevývažku:

$$\omega = \sqrt{\frac{Kv \cdot g \cdot \cos\beta}{a \cdot \sin(\alpha \pm \beta)}} \quad (4.5)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{1.35 \cdot 9.81 \cdot \cos 25}{2,846 \times 10^{-3} \cdot \sin(0 \pm 25)}}$$

$$\omega = 953,927 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

$\omega \dots$ úhlová rychlost otáčení nevývažků budiče

4.4 Stanovení hodnot při natočení nevývažků

Při změně úhlu natáčení nevývažku dojde ke změně základních parametrů podavače, kde důležitou roli hraje poloměr rotace těžiště debalačního závaží. Kde poloměr r [m] byl získán za pomoci Autodesk Inventor Professional 2014.

Výpočet amplitudy při změně natočení o 10° :

$$m_e \cdot a = r \cdot m_0 \quad (4.6)$$

$m_e \cdot a \dots$ reakční člen

$r \cdot m_0 \dots$ akční člen

$$a = \frac{r \cdot m_0}{m_e}$$

$$a = \frac{0,0796 \cdot 187,3}{5263,7}$$

$$a = 0,002832 \text{ [m]}$$

Výpočet odstředivé síly:

$$F_{MAX} = m_0 \cdot r \cdot \omega^2$$

$$F_{MAX} = 187,3 \cdot 0,0796 \cdot 104,929^2$$

$$F_{MAX} = 164150,4 \text{ [N]}$$

Kontrola hmotnosti materiálu na podavači a výkonosti:

$$m_1 = b \cdot h_1 \cdot l \cdot \psi \cdot \rho_s$$

$$m_1 = 2,1 \cdot 0,01305 \cdot 6,1 \cdot 0,6 \cdot 1130$$

$$m_1 = 113,3 \text{ [kg]}$$

$$Q = 3,6 \cdot b \cdot v \cdot h_1 \cdot \psi \cdot \rho_s$$

$$Q = 3,6 \cdot 2,1 \cdot 0,224 \cdot 0,01305 \cdot 0,6 \cdot 1130$$

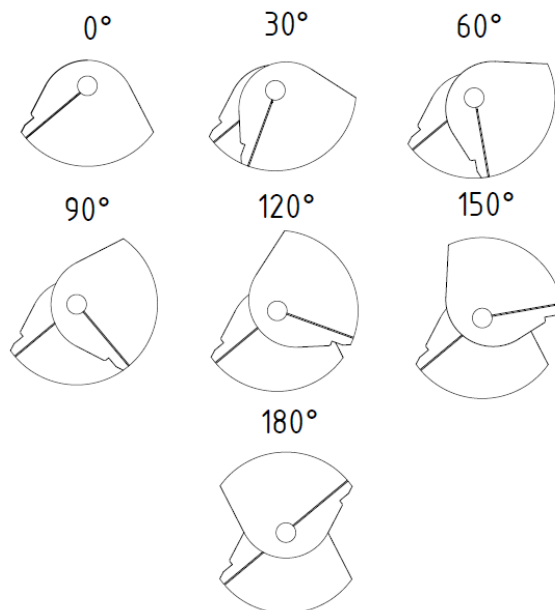
$$Q = 14,98 \text{ [t} \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$$

Postupová rychlost a výška materiálu byla získaná v předešlých výpočtech při zachování úhlu vrhu zrna.

natočení[°]	r[m]	F _{MAX}	a[m]	v[m.s ⁻¹]	h[m]	m[kg]	Q[t.h ⁻¹]
0	0,08	164975,3	0,002847	25,8	0,011	95,5	15
10	0,0796	164150,4	0,002832	22,4	0,013	113,3	15
20	0,0789	162706,9	0,002808	19,8	0,0147	128,1	15
30	0,0782	161263,3	0,002783	17,9	0,0163	141,2	15
40	0,0763	157345,2	0,002715	15,9	0,0184	159,4	15
50	0,0731	150746,1	0,002601	14,5	0,0201	174,6	15
60	0,0701	144559,6	0,002494	13,6	0,0215	186,6	15
70	0,0667	137548,1	0,002373	12,8	0,0228	198,1	15
80	0,0622	128268,3	0,002213	11,9	0,0245	212,5	15
90	0,0576	118782,2	0,00205	10,8	0,0268	233,3	15
100	0,0521	107440,1	0,001854	9,7	0,0302	262,5	15
110	0,0462	95273,22	0,001644	8,8	0,0333	289,8	15
120	0,0405	83518,73	0,001441	7,9	0,0371	322,6	15
130	0,0342	70526,93	0,001217	6,4	0,0459	397,6	15
140	0,0275	56710,25	0,000979	5,5	0,0535	464,7	15
150	0,0208	42893,57	0,00074	4,1	0,0709	615,6	15
160	0,0138	28458,23	0,000491	2,4	0,116	1034,7	15
170	0,0069	14229,12	0,000246	1,9	0,1507	1309,5	15
180	0	0	0	0	0	0	0

Tab. 2: Výkonost vibromotoru při úhlu natočení

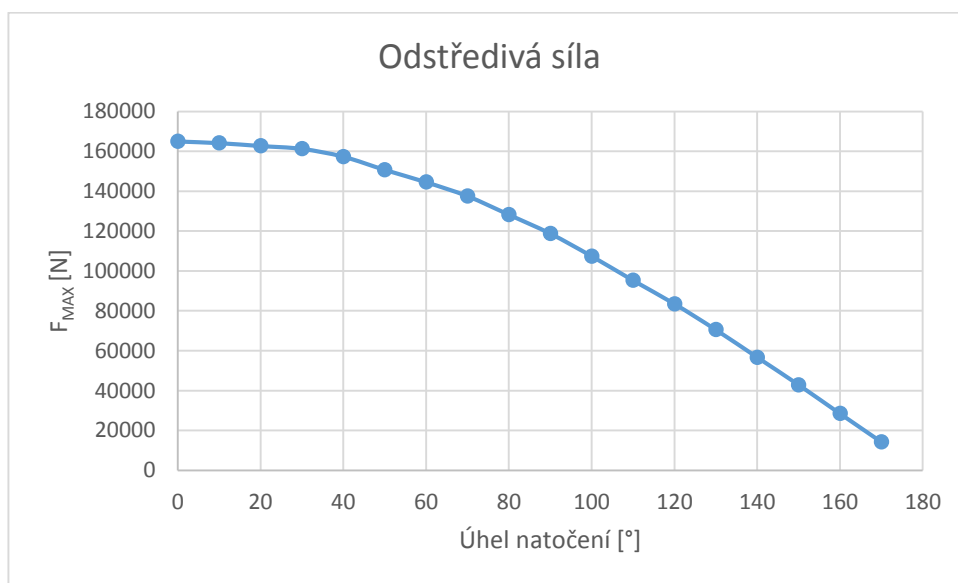
Provedeno zobrazení debalačního závaží při nastaveném úhlu natočení za pomoci Autodesk Inventor Professional 2014.



Obr. 7: Schéma nevývažků při natočení [2]

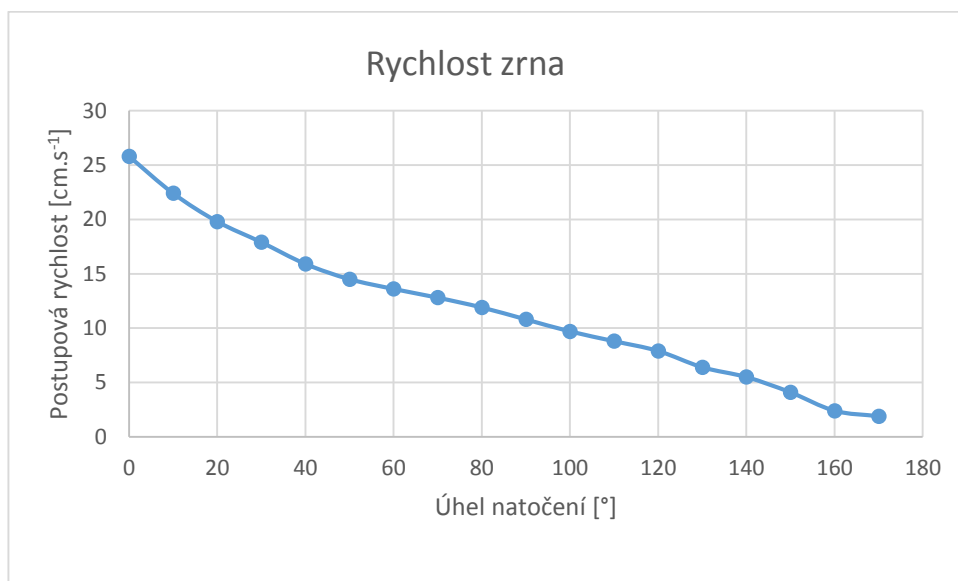
4.5 Průběh závislosti na úhlu natočení

Graf znázorňuje závislost odstředivé síly na úhlu natočení nevývažku. K vykreslení vstupních hodnot byl použit Microsoft Excel 2013. Z grafu vyplívá průběžné snížení odstředivé síly při rostoucím natočení bez výrazného skoku.



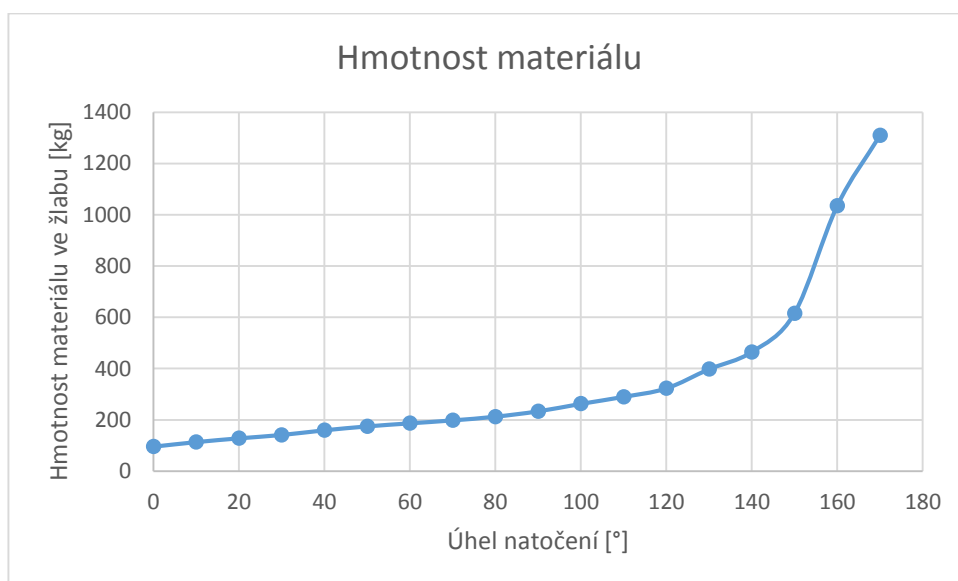
Graf 3: Průběh odstředivé síly [3]

Graf znázorňuje závislost postupové rychlosti na úhlu natočení nevývažku. Z grafu vyplívá vyšší snížení postupové rychlosti při natočení nevývažku do úrovně 40°, při následném natáčení se postupová rychlost snižuje rovnoměrněji bez výrazného skoku.



Graf 4: Průběh postupové rychlosti [3]

Graf znázorňuje hmotnosti materiálu ve žlabu na úhlu natočení nevývažku. Z grafu vyplívá průběžné zvyšování hmotnosti při rostoucím natočení do natočení 120°, při následném natáčení hmotnost ve žlabu prudce vrůstá vlivem razantního zmenšení poloměru těžiště.



Graf 5: Průběh hmotnosti materiálu na podavači [3]

4.6 Konstrukční řešení debalačních závaží na průběžnou hřídel

Dvojice nevývažku je na každé straně vibromotoru (dohromady tedy 4 nevývažky v jednom vibromotoru). Nastavení budící síly nevývažků se děje v drtivé většině za klidového stavu, obě dvojice musí být ve stejných zrcadlových úhlech. Většina výrobců vibromotorů nastavení nevývažků umožňuje snadno podle značek většinou vyfrézovaných drážek někde na tělese nevývažku. Excentrické závaží vibromotoru slouží ke změně amplitudy kmitu a odstředivé síly.

Z obou stran hřídele jsou připevněny dvojice debalační závaží. První je spojen tvarovým spojem za pomoci těsného pera a jedním šroubem, který zaručí nenatáčející spoj. Druhý nevývažek je natěsnáno přiloženo k prvnímu, který je upevněn svěrným spojem pomocí dvěma šrouby, aby byla zaručena pohodlná změna regulace soustavy. Oba nevývažky budou opatřeny postranními jistícími kroužky.

5 Předběžné volby parametry elektromotoru

Vychází z úvahy, že elektromotor se roztočit pod zátěží a nevývažky se musí přehoupnout přes tzv. horní úvrať. To má zajistit rozběhový moment elektromotoru, kde vypočtený moment slouží k výběru elektromotoru a to podle zvážení o velikost větší, než teoreticky vychází.

5.1 Stanovení příkonu vibromotoru

Vyžadovaný příkon obou vibromotorů:

$$P_c = k_b \cdot \frac{Q \cdot g \cdot L \cdot w \mp h_z}{3,6 \cdot 1000 \cdot \eta} \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (5.1)$$

$$P_c = 2,4 \cdot \frac{15 \cdot 9,81 \cdot 6,1 \cdot 1,3 \mp 0}{3,6 \cdot 1000 \cdot 0,68}$$

$$P_c = 1,144 [\text{kw}]$$

η ... účinnost vibromotoru 0,68

h_z ... převýšení podavače, u vodorovných podavačů $h_z = 0$

k_b ... bezpečnostní koeficient

$$k_b = (1,05 \div 2,5) \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (5.2)$$

Zvoleno: $k_b = 2,4 [-]$

w ... specifický odpor žlabu

$$w = (1,2 \div 1,5)$$

(viz.lit.[1])

(5.3)

Zvoleno: $w = 1,3[-]$

Z hlediska rozměrů podavače volím příkon obou vibromotorů

$$P = 5,4[kW]$$

Příkon jednoho vibromotoru:

$$P' = \frac{P_c}{n_2} \quad (5.4)$$

$$P' = \frac{5,4}{2}$$

$$P' = 2,7[kW]$$

n_2 ... počet vibromotoru

5.2 Statický moment obou vibromotoru

Potřebný statický moment budiče byl zvolen na základě amplitudy a předpokládané ekvivalentní hmotnosti.

Statický moment obou vibromotoru:

$$B = m_e \cdot a$$

(viz.lit.[2])

(5.5)

$$B = 5263,7 \cdot 2,846 \times 10^{-3}$$

$$B = 14980,5[kg \cdot mm]$$

Statický moment jednoho vibromotoru:

$$B' = \frac{B}{2} \quad (5.6)$$

$$B' = \frac{14980,5}{2}$$

$$B' = 7490,25[kg \cdot mm]$$

5.3 Stanovení elektromotoru (vibromotoru)

Stanovení vibromotoru bylo zvoleno na základě vypočtených parametrů a ze souvislosti katalogových vibromotorů.

TYP- 6 pólový třífázový asynchronní elektromotor	
Pracovní frekvence	f=16,7 [Hz]
Synchronní otáčky	n=1000 [min ⁻¹]
Nominální otáčky	n=975 [min ⁻¹]
Statický moment	B=7500 [kg.mm]
Odstředivá síla (max.)	F _{MAX} =16 4936,6 [N]
Hmotnost	m=350 [kg]
Příkon	P=2,7 [kW]
Účinnost	η=0,68[-]
Napájecí napětí	U`=3x400[V]

Tab. 3: Parametry vibromotoru

6 Návrh průběžné hřídele

Konstrukční návrh průběžné hřídele podléhá plné symetrii, který bude opatřen na obou stranách hřídele drážkou pro těsnicí kroužek spolu s uložením pro pero, kde pero plní tvarný spoj pro jeden díl debalačního závaží. Materiál hřídele volím konstrukční ocel 12 060, na základě stanovených materiálů pro průběžné hřídele vibračního elektromotoru.

Mez pevnosti v tahu $R_m = 600 \div 850 \text{ [MPa]}$

6.1 Výpočet kroutícího momentu

Vychází z obecného výpočtu:

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (6.1)$$

$$M_k = \frac{2700}{2 \cdot \pi \cdot 16,7}$$

$$M_k = 25,731 \text{ [N.m]}$$

$$M_k = 25731 \text{ [N.mm]}$$

6.2 Předběžný návrh průměru hřídele

Hřídel je na obou stranách zatížena odstředivou silou od těžiště debalačních závaží.

Výpočet vychází z namáhání krutu, kde dovolené napětí v krutu $\tau_{DK} = (12 \div 20)[MPa]$

Zvoleno: $\tau_{DK} = 16[MPa]$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \leq \tau_{DK} \quad (6.2)$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \tau_{DK}$$

Vyjádření předběžného průměru hřídele:

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot \tau_{DK}}}$$

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 25731}{\pi \cdot 16}}$$

$$d' = 20,157[mm]$$

Volím $d=35[mm]$

6.3 Kontrola hřídele

Síla působící na hřídel od těžiště k stanovené osy rotace:

$$F = m_{02} \cdot r \cdot \omega^2 \quad (6.3)$$

$$F = 46,8 \cdot 0,08 \cdot 104,929^2$$

$$F = 41221,8 [N]$$

$$m_{02} = 2 \cdot m_{01} \quad (6.4)$$

$$m_{02} = 2 \cdot 23,4$$

$$m_{02} = 46,8 [kg]$$

6.3.1 Výpočet maximálního ohybového momentu

$$x_1 = a \rightarrow M_B$$

$$x_2 = b \rightarrow M_C$$

$$M(x_1) = -F \cdot x_1 \quad (6.5)$$

$$M(x_1) = -41221,8 \cdot 0,5$$

$$M(x_1) = -2061,09 [N.m]$$

$$M(x_2) = -F \cdot (a + x_2) + F \cdot x_3 \quad (6.6)$$

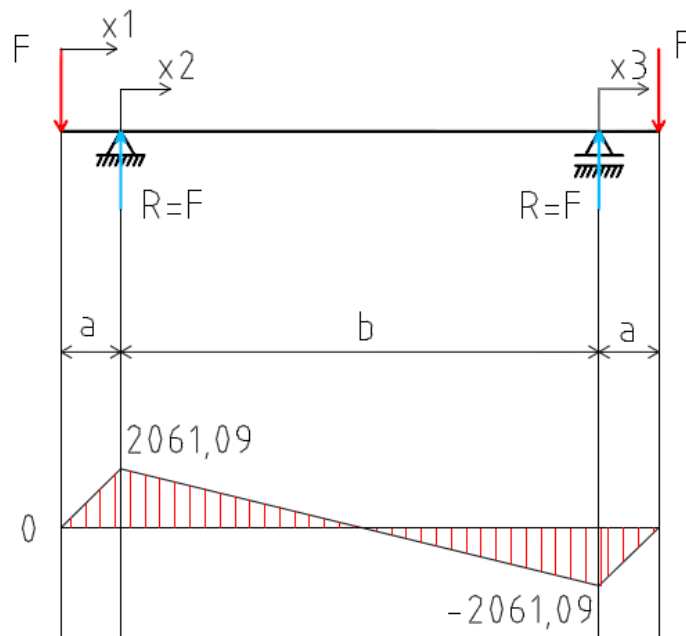
$$M(x_2) = -41221,8 \cdot (0,05 + 0,55) + 41221,8 \cdot 0,05$$

$$M(x_2) = -2061,09$$

$$M_{O_{MAX}} = 2061,09 [N.m]$$

$$R = F \quad (6.7)$$

$$R = 2061,09$$



Obr. 8: Průběh napětí na hřídeli [1]

6.3.2 Kontrola přes redukované napětí

Vycházíme z obecné podmínky:

$$M_{ORED} = \sqrt{M_{O_{MAX}}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_K)} \quad (6.8)$$

$$M_{ORED} = \sqrt{2061,09^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 25,731)}$$

$$M_{ORED} = 2061,09 [N.m]$$

$\alpha_B \dots$ Bachuv opravný součinitel volím pro střídavý ohyb a střídavý krut

$$\alpha_B = 1[-]$$

Kontrola stanoveného průměru hřídele:

Vycházíme z obecné podmínky:

$$\sigma_O = \frac{M_{ORED}}{W_o} \leq \sigma_{ODOV} \quad (6.9)$$

$$\sigma_O = \frac{M_{ORED}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_{ODOV}$$

$$\sigma_O = \frac{2061,09}{\frac{\pi \cdot 65^3}{32}} = 76,4 \text{ [MPa]}$$

Podmínka:

$$\sigma_O \leq \sigma_{ODOV}$$

$$76,4 \leq 85 \div 100$$

Podmínka splněna

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED}}{\pi \cdot \sigma_{ODOV}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2061,09}{\pi \cdot 85 \times 10^6}}$$

$$d \geq 0,0616 \text{ [m]}$$

Dovolené ohybové napětí pro střídavé namáhání:

$$\sigma_{ODOV} = (85 \div 100)$$

$$\text{Zvoleno: } \sigma_{ODOV} = 90 \text{ [MPa]}$$

Z kontroly vyplívá špatně zvolený předběžný průměr hřídele. Pro správné stanovení průměru volím návrh z kontroly redukovaného napětí

$$d = 65 \text{ [mm]}$$

6.4 Kontrola a návrh pera

Vycházíme z obecné podmínky:

$$\sigma = \frac{F}{S} \leq \sigma_{DOVS}$$

$$\sigma = \frac{F}{S_p} \leq p_d$$

Pevnostní výpočet:

$$p_2 = \frac{F_2}{l \cdot t_1} \leq p_{D2}$$

$$p_2 = \frac{743,7}{32 \cdot 4,2} \leq 120$$

$$p_2 = 5,53 \leq 120$$

Podmínka na otlačení splněna.

Výpočet části otlačeného boku pera:

$$l' \geq \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1}$$

$$l' \geq \frac{743,7}{120 \cdot 4,2}$$

$$l' \geq 1,48$$

Z hlediska konstrukčního návrhu závaží volím délku pera:

$$l = 50[mm]$$

pro dosažení délky uvažujeme hlavní část otlačené boku pera:

$$l = 50 - 2 \cdot R \tag{6.10}$$

$$l = 50 - 2 \cdot 9$$

$$l = 32$$

R - radius pera

Kde sílu F_2 vypočteme ze vztahu:

$$F_2 = \frac{M_K}{\frac{d}{2} \cdot \frac{t_1}{2}} \tag{6.11}$$

$$F_2 = \frac{25731}{\frac{65}{2} \cdot \frac{4,2}{2}}$$

$$F_2 = 743,7 \text{ [N]}$$

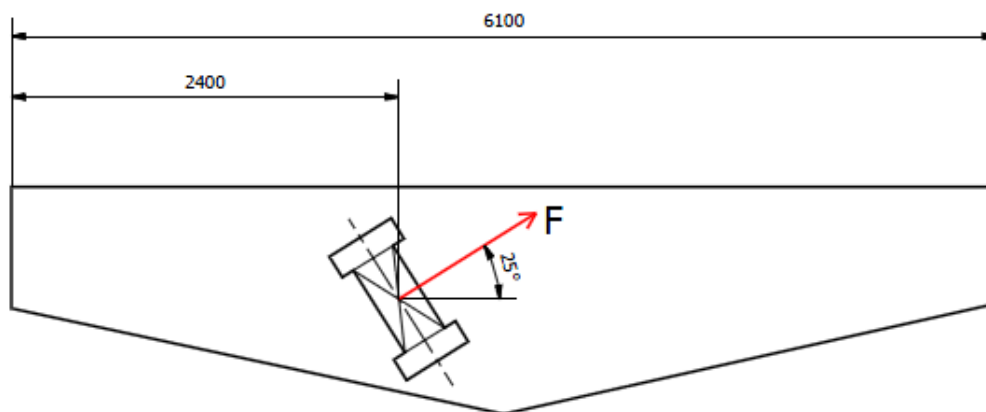
Navržené těsné pero:

PERO 18e7 x 11 x 50 ČSN 02 2562

Umístění pera na hřídeli zasahuje v celé délce debalačního závaží bez odsazení krajů (viz. výrobní výkres hřídele MAD0021_01). tak aby byla splněna norma ČSN 02 2562 a klasické návrh pro debalační závaží.

7 Umístění vibromotorů

Vzhledem k rozměrům vibromotoru budou vibromotory uchyceny pomocí šroubů na boku podavače, tak aby se zajistil úhel vrhu dopravovaného materiálu. Tím zajistíme snadnou údržbu a regulaci soustavy debalačního závaží.



Obr. 9: Schéma umístění vibromotoru [2]

8 Závěr

Podle zadání byl zpracován konstrukční návrh mechanického budiče kmitů k dopravě asfaltového recyklátu. Návrh spočíval v sestavení regulovatelné sestavy nevývažku k montáži na průběžnou hřídel elektromotoru. Postup k navržení debalačního závaží vycházel ze zjištění postupové rychlosti recyklátu ve žlabu podavače, která byla určena pomocí graficko-početní metodou s dopravovanou postupovou rychlostí při maximální účinnosti vibromotoru $v=0,258 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$. Získaná rychlost recyklátu určila výšku dopravovaného materiálu ve žlabu a mohly být provedeny předběžné hmotnostní parametry, kde mezi podstatné parametry patří ekvivalentní hmotnost. Z ekvivalentní hmotnosti byl stanoven potřebný tah elektromotoru, který je také chápán jako odstředivá síla debalačního závaží. Návrh nevývažků vycházel z odstředivé síly a předběžným návrhem poloměru rotace těžiště. Při návrhu byly zváženy rozměry katalogových vibromotorů s výslednou hmotností jednoho debalačního závaží $m_{01}=23,4 \text{ [kg]}$. Konstrukční řešení závaží na průběžnou hřídel byl proveden podle stanovených funkčních návrhů, kde na boky průběžné hřídele byly uloženy dvojce závaží. Aby byla zajištěna regulovatelnost soustavy, bylo nutné zvážit uložení debalačního závaží na hřídel. První závaží (pevné) bylo uchyceno tvarovým stykem pomocí těsného pera, které zabraňuje při provozu k pohybu, také je opatřen šroubem plnící funkci svěrného spoje. Oproti druhému závaží (natáčející) návrh musel splňovat možnou regulaci soustavy a proto uchycení bylo zajištěno pouze dvěma šrouby plnící funkci svěrného spoje. Po návrhu regulovatelné soustavy za pomoci podporného programu Microsoft Excel 2013 se provedla analýza na úhlu natočení debalačního závaží. Výsledek analýzy ukázala správné provedení návrhu regulovatelné soustavy s požadovanou hmotností materiálu na podavači $m_1=1309,5 \text{ [kg]}$ a postupovou rychlostí $v=1,9 \text{ [cm.s}^{-1}\text{]}$. Průběžná hřídel podlehlá kontrole na požadovaný průměr. Pro správný výběr vibromotorů, byl proveden výpočet předběžného potřebného příkonu, podle kterého byl zvolen navrhnut vibromotor.

Navržená regulovatelná soustava splňuje požadované zadané podmínky pro dopravu asfaltového recyklátu s výkonem $Q= 15 \text{ [t.h}^{-1}\text{]}$.

Poděkování

Chtěl bych poděkovat Dr. Ing. Jaroslavu Meleckému za umožněné konzultace a panu Eduardovi Křečkovi za cenné rady při řešení bakalářské práce.

Seznam použitých zdrojů:

Použita literatura:

- (1) PEŠAT, Zdeněk. *Manipulace s materiálem v hutích: určeno pro posl. 4. roč. fak. strojní*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1992, 165 s. ISBN 80-707-8107-6.
- (2) POLÁK, Jaromír, Karel BAILOTTI, Jiří PAVLISKA a Leopold HRABOVSKÝ. *Dopravní a manipulační zařízení II*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2003, 104 s. ISBN 80-248-0493-X.
- (3) MARTÍNEK, Petr. *Transportní zařízení: Řešené příklady: Určeno pro posl. 4. roč. FS*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1993, 109 s. ISBN 80-707-8165-3.
- (4) LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-7361-011-6.

Použité obrázky:

- [1] Obrázek vytvořen autorem v programu Autodesk AutoCAD 2014.
- [2] Obrázek vytvořen autorem v programu Autodesk Inventor Professional 2014.
- [3] Obrázek vytvořen autorem v programu Microsoft Excel 2013.
- [4] *Vibros s.r.o* [online]. [cit. 2014-5-3]. Dostupné z: <http://www.vibros.cz/vibracni-stroje/dopravniky-a-podavace/>
- [5] *Projekt150.ha-vel.cz* [online]. [cit. 2014-5-3]. Dostupné z: <http://projekt150.ha-vel.cz/node/52>
- [6] *Amtek.cz* [online]. [cit. 2014-5-3]. Dostupné z: <http://www.amtek.cz/frekvencni-menice>
- [7] *Directindustry.com* [online]. [cit. 2014-5-3]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/jvm-antriebe/exciters-24130-59760.html>

Výkresová dokumentace

Sestavný výkres	MAD0021_04
Výrobní výkres hřídele	MAD0021_01
Výrobní výkres nevývažku pevný	MAD0021_02
Výrobní výkres nevývažku natáčejí	MAD0021_03